

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 62-072955  
 (43)Date of publication of application : 03.04.1987

(51)Int.CI.

F16H 39/14  
B60K 17/10

(21)Application number : 60-208338  
 (22)Date of filing : 20.09.1985

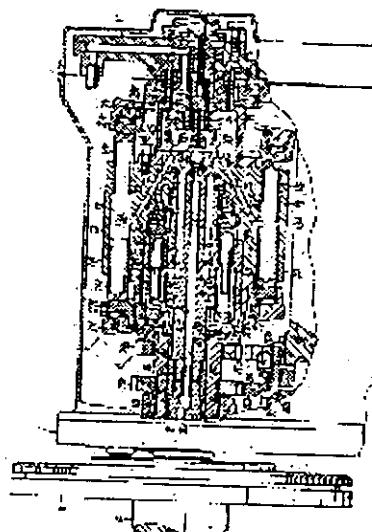
(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD  
 (72)Inventor : KAWAHARA EIICHIROU  
 IKEJIRI KENICHI  
 YAMAGUCHI KOJI

## (54) HYDRAULIC SPEED CHANGE GEAR FOR VEHICLE

## (57)Abstract:

PURPOSE: To prevent the leak of working oil so as to prevent the engine brake effect from being lowered by providing a sealing part, which is made of a material whose coefficient of thermal expansion is greater than that of a support shaft, at a place between a fixed shaft and the support shaft, thereby forming a micro-clearance between the sealing part and the support shaft.

CONSTITUTION: An oil chamber 38 consists of an internal high oil pressure chamber 38h and an external low oil pressure chamber 38l. In order to seal up the low oil pressure chamber 38l, a ring-shaped sealing part 60 is provided on the outer peripheral surface of a fixed shaft 44, and a micro-clearance 61 is formed between the sealing part 60 and a support shaft 17. Accordingly, since the sealing part 60 does not touch the support shaft 17, the high pressure does not act on the sealing part 60 even when the decelerating action takes place during the high speed running, thereby ensuring sufficient engine brake. In addition, since the sealing part 60 is made of a material whose coefficient of thermal expansion is greater than that of the support shaft 27, the micro-clearance 61 becomes smaller as the oil temperature goes up. Thus, despite the lowering in viscosity of the working oil, the sealing function is maintained and the lowering of the engine brake effect can be prevented.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

This Page Blank (uspto)

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑪ 公開特許公報 (A)

昭62-72955

⑫ Int.CI.

F 16 H 39/14  
B 60 K 17/10

識別記号

庁内整理番号

8312-3J  
C-772I-3D

⑬ 公開 昭和62年(1987)4月3日

審査請求 有 発明の数 1 (全 8 頁)

⑭ 発明の名称 車両用油圧式変速機

⑮ 特 願 昭60-208338

⑯ 出 願 昭60(1985)9月20日

⑰ 発明者 河原 錠一郎

和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑰ 発明者 池尻 憲一

和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑰ 発明者 山口 弘二

和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑰ 出願人 本田技研工業株式会社

東京都港区南青山2丁目1番1号

⑰ 代理人 弁理士 落合 健

明細書

1. 発明の名称

他方との間に環状の微小間隙を形成して設けられることを特徴とする車両用油圧式変速機。

車両用油圧式変速機

2. 特許請求の範囲

斜板式油圧ポンプを回轉する斜板式油圧モータのモータシリンダに分配端壁が設けられ、該分配端壁には油室を構成して基本的に円筒状の支軸が固定され、分配端壁に接続して前記油室内を高圧油室と低圧油室とに区画する分配環を先端に有する固定軸が、前記支軸内に挿入され、前記分配端壁は、前記油圧ポンプおよび前記油圧モータ、ならびに前記高圧油室および前記低圧油室間での作動油の授受を行なうべく構成され、前記油圧ポンプおよび前記油圧モータ間が油圧閉回路をなして連結される車両用油圧式変速機において、前記固定軸および支軸の一方には、他方よりも熱膨張率の大きな材料により形成されたシール部が、前記

## 3. 発明の詳細な説明

## 4. 発明の目的

## (1) 産業上の利用分野

本発明は、斜板式油圧ポンプを囲繞する斜板式油圧モータのモータシリンダに分配端壁が設けられ、該分配端壁には油室を構成して基本的に円筒状の支軸が固定され、分配端壁に接続して前記油圧室内を高圧油室と低圧油室とに区画する分配環を先端に有する固定軸が、前記支軸内に挿入され、前記分配端壁は、前記油圧ポンプおよび前記油圧モータ、ならびに前記高圧油室および前記低圧油室間での作動油の授受を行なうべく構成され、前記油圧ポンプおよび前記油圧モータ間が油圧閉回路をなして連結される車両用油圧式変速機に関する。

## (2) 従来の技術

従来、かかる油圧式変速機において、低圧油室

によりエンジンブレーキ効果が低下してしまう。本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、支軸および固定軸間のシールを、油温上昇によるエンジンブレーキ効果の低下を防止するとともに耐久性をも確保して行なうようにした車両用油圧式変速機を提供することを目的とする。

## 5. 発明の構成

## (1) 問題点を解決するための手段

本発明によれば、固定軸および支軸の一方には、他方よりも熱膨張率の大きな材料により形成されたシール部が、前記他方との間に環状の微小間隙を形成して設けられる。

## (2) 作用

固定軸および支軸の一方に設けられたシール部は、固定軸および支軸の他方に接触しないので、耐久性が向上する。しかも環状の微小間隙は油温の上昇に応じて小さくなり、作動油の粘度低下に

のシールは、油圧モータのモータシリンダとともに回転する支軸と、固定軸との間に、接触式シール部材たとえばシールリングを介在することによつて行なわれている。

## (3) 発明が解決しようとする問題点

ところで、かかる油圧式変速機では、車両減速時に油圧モータがポンプ作用を生じ、その吐出により油圧ポンプがモータとして回転しようすることにより、エンジンブレーキが得られるのであるが、高速走行時にそのような減速作用を生じると、前記シール部材に高回転摩擦および高圧が働き、シール部材の耐久性能上好ましくない。

そこで、支軸および固定軸間に、少なくともいずれか一方との間に所定の間隙を有するような非接触式シール部材を介在することが考えられる。ところが、油温が上昇すると作動油の粘度が低下するので前記間隙から漏れる油量が増加し、これ

拘らず、充分なシール機能を果すことができる。

## (3) 実施例

以下、図面により本発明の実施例について説明すると、先ず本発明の第1実施例を示す第1図において、油圧式無段変速機Tと、前、後進歴車装置Gとから車両用伝動装置が構成され、これらT、Gはミッションケース1内に収容される。

油圧式無段変速機Tは、定容積型斜板式油圧ポンプPと、可変容積型油圧モータMより構成される。

油圧ポンプPは、左側に入力軸2、右側に支軸3を突出させたポンプシリンダ4を有し、その入力軸2は中央部で2分され、その両部分がスライシン連結筒5を介して相互に油圧方向にのみ移動可能に連結され、そしてその先端部はミッションケース1の左側壁を貫通して外部に突出し、そこでエンジンクランク軸Eに付設したフライホイール

6と連結される。

ポンプシリンダ4には多数の貫通段付シリンダ孔7, 7'…が該シリンダ4の回転中心を囲む環状配列に穿設され、図示例では各段付シリンダ孔7は、左半分が大径孔7ℓ、右半分が小径孔7'rとされ、それらの段差部が受圧面8に形成される。上記各段付シリンダ孔7には相対向する大小一对のポンププランジャ9ℓ, 9'rが摺合してそれらの間にポンプ油室7'を形成する。両プランジャ9ℓ, 9'rはそれぞれ底部を外端に向けた有底円筒形をなし、大径ポンププランジャ9ℓの中空部には両プランジャ9ℓ, 9'rを互いに離反方向に発射するコイルばね11が収容され、小径ポンププランジャ9'rの中空部には、上記ばね11内に挿入されてその座屈を防止するばね案内棒10の基部が嵌着される。そのばね案内棒10はポンププランジャ9ℓ, 9'rより比重の軽い材料により

成形されている。

一方、油圧モータMは、ポンプシリンダ4を囲繞する、それと同心のモータシリンダ12を有し、このモータシリンダ12には多数の貫通シリンダ孔13, 13'…が該シリンダ12の回転中心を囲む環状配列に穿設され、またその右端には分配端壁12'aが一体に形成される。上記各孔13には相対向する同径一对のモータプランジャ14ℓ, 14'rが摺合してそれらの間にモータ油室13'を形成する。更にモータシリンダ12の左、右両端面には中空の出力軸16および基本的に円筒状の支軸17がそれぞれボルト15により固着され、その出力軸16は外周面をペアリング18を介してミッショングケース1の左端壁に支持され、その内周面ではペアリング19, 20を介して前記入力軸2を支持する。また支軸17は外周面をペアリング21を介してミッショングケース1の右端壁に支

持される。モータシリンダ12はその内側でポンプシリンダ4の支軸3をペアリング22を介して支持し、そしてその支軸3端面と分配端壁12'aとを密接させる。支軸3の端部外周にはモータシリンダ12の内周面に接するシールリング23が嵌装される。

またモータシリンダ12の内側には左方のポンププランジャ9ℓ群および右方のポンププランジャ9'r群の各外端にそれらの軸線に対しそれぞれ一定角度傾斜して当接する対称的配置の左右一对のポンプ斜板24ℓ, 24'rがスラストおよびラジアルペアリング25ℓ, 26ℓ; 25'r, 26'rを介して支持される。而して各ポンプ斜板24ℓ, 24'rはモータシリンダ12との相対回転時に、前記コイルばね11と協働して各ポンププランジャ9ℓ, 9'r群に往復動を与えて吸入および吐出行程を繰返させることができる。

また油圧モータMにおいては、左方のモータプランジャ14ℓ群および右方のモータプランジャ14'r群の各外端にそれぞれ当接する左右一对のモータ斜板27ℓ, 27'rが対称的に配置される。これらモータ斜板27ℓ, 27'rをスラストおよびラジアルペアリング28ℓ, 29ℓ; 28'r, 29'rを介してそれぞれ支持する斜板棒31ℓ, 31'rはモータシリンダ12の回転軸線と直交する軸線をもつトランニオン軸(図示せず)をそれぞれ一体に有し、それらの軸は、ミッショングケース1に回転自在に支持されると共に、運動装置(図示せず)を介して互いに運動連結される。而して両モータ斜板27ℓ, 27'rは、各モータプランジャ14ℓ, 14'r群に対し垂直となる直立位置から図示の最大傾斜位置へ対称的に傾動でき、そしてそれらの傾斜位置でモータシリンダ12が回転するとき、各モータプランジャ14ℓ, 14'r

群に順次往復動を与えて膨張および収縮行程を繰返させることができ、それらプランジャ14ℓ, 14ℓの摺動ストロークはモータ斜板27ℓ, 27ℓの傾斜角度により決定される。

油圧ポンプPと油圧モータMとの間には次のようにして油圧閉回路が形成される。即ちモータシリンダ12の支軸17に分配端壁12aが臨む油室38が形成され、その油室38に、分配端壁12aにそれぞれ穿設した多数の連絡ポート39, 39…と各一つの吐出ポート41および吸入ポート42とが開口し、吐出ポート41の開口端はモータシリンダ12の回転中心線上に、連絡ポート39, 39…の開口端は吐出ポート41を囲む同一円上に、また吸入ポート42は連絡ポート39群の外側にそれぞれ位置する。ミッショングケース1に位置決めピン43を介して位置決め固定された固定軸44は支軸17の外端より油室38に突入し、

その突入端部に分配環45がモータシリンダ12の回転中心に対し一定量偏心して取付けられる。この分配環45は分配端壁12aに接接して油室38を内側の高圧油室38Aと外側の低圧油室38Bとに区分し、その高圧油室38Aを介して前記吐出ポート41と膨張行程のモータ油室13Aに連なる連絡ポート39とが連通し、低圧油室38Bを介して吸入ポート42と収縮行程のモータ油室13Aに連なる連絡ポート39とが連通する。一方、分配端壁12aに接接するポンプシリンダ4の支軸3端面には、各ポンプ油室7Aに連なる多数の連絡ポート47, 47…が開口し、それらポートのうち、吐出行程のポンプ油室7Aに連なるものが前記吐出ポート41に、また吸入行程のポンプ油室7Aに連なるものが前記吸入ポート42にそれぞれ連通するようになつている。

上記構成において、エンジンクランク軸Dの回

転により入力軸2を介してポンプシリンダ4が回転されると、ポンププランジャ9ℓ, 9ℓの吐出行程によりポンプ油室7Aで生成された高圧油は吐出ポート41から高圧油室38Aへ、さらにそれと連通状態の連絡ポート39を経て膨張行程のモータ油室13Aに流入してその油室に臨む対向プランジャ14ℓ, 14ℓに推力を与え、一方、収縮行程のモータプランジャ14ℓ, 14ℓにより排出される作動油は低圧油室28Bに連通する連絡ポート39および吸入ポート42を介して吸入行程のポンプ油室7Aに還流する。この間、吐出行程のポンププランジャ9ℓ, 9ℓがポンプ斜板24ℓ, 24ℓを介してモータシリンダ12に与える反動トルクと、膨張行程のモータプランジャ14ℓ, 14ℓがモータ斜板27ℓ, 27ℓから受ける反動トルクとの和によりモータシリンダ12が回転され、その出力軸16から出力される。

この場合、ポンプシリンダ4に対するモータシリンダ12の変速比は次式によつて与えられる。

$$\text{変速比} = \frac{\text{ポンプシリンダ4の回転数}}{\text{モータシリンダ12の回転数}} = 1 + \frac{\text{油圧モータMの容量}}{\text{油圧ポンプPの容量}}$$

上式より明らかのように、油圧モータMの容量を零から最大値まで変えれば、変速比を1から或る必要な値まで変えることができ、そして油圧モータMの容量は対向モータプランジャ14ℓ, 14ℓのストロークにより決定されるので、両モータ斜板27ℓ, 27ℓを前述のように直立位置から最大傾斜角まで傾動させることにより上記変速作用を無段階に得ることができる。

固定軸44は中空に形成されており、その側壁には、高・低圧油室38A, 38B間を連通し得る短絡ポート51が穿設され、そのポート51を閉鎖する円筒状のクラッチ弁52が固定軸44の中空部に回転自在に嵌合される。クラッチ弁52は

特開昭62-72955 (5)

先端部側壁に制御溝53を、また基端部に図示しないクラッチ制御装置に連なる回動板54をそれぞれ備え、その回動板54の回動操作により制御溝53を短絡ポート51に合致させて短絡ポート51を全開にしたときクラッチ・オフ状態、制御溝53を短絡ポート51の位置からずらせて短絡ポート51を全閉にしたときクラッチ・オン状態(図示状態)、短絡ポート51を半開にしたとき半クラッチ状態が得られる。即ち、クラッチ・オフ状態では吐出ポート41から高圧油室38Aに吐出される作動油が短絡ポート51を通して低圧油室38B、したがつて吸入ポート42に直ちに短絡して油圧モータMを不作動にし、またクラッチ・オン状態では上記のような作動油の短絡が阻止され、油圧ポンプPからモータMへの作動油の循環作用が生起し、通常の伝動が行われる。

クラッチ弁52には、バイロット弁55により

操作される油圧サーボモータ57が内蔵され、そのサーボピストン58の先端部はクラッチ弁52の内径より小径の弁杆58aに形成されて高圧油室38Aに突入し、その先端に吐出ポート41に対する閉塞弁59が首振り可能に付設されている。而してサーボピストン58の左動により閉塞弁59を分配端壁12aに密着させれば吐出ポート41を閉じることができる。この閉塞はモータ斜板27e, 27fを直立状態にして変速比を1:1に制御したとき行うもので、これによりポンプブランジャ9e, 9fを油圧的にロックしてポンプシリンダ4からポンプブランジャ9e, 9f群およびポンプ斜板24e, 24fを介してモータシリンダ12を機械的に駆動することができ、その結果、モータブランジャ14e, 14fのモータ斜板27e, 27fに与える推力が消失し、その推力による各部ペアリングの負荷が取り除かれる。

第2図を併せて参照して、低圧油室38Cのシールを果すために、固定軸44の外周面には、シール部60が設けられる。このシール部60は、リング状に形成されたものを、固定軸44の外周面に固着して成るものであり、固着構造としては嵌合、接着、圧着のいずれであつてもよく、またメツキや射出によつてシール部60を形成してもよい。しかもこのシール部60の外面と支軸17の内面との間には環状の微小間隙61が形成される。

ところで、同心状に配置された2つの部材間からの流体漏出量Qは、一般的に次式で与えられる。

$$Q = - \frac{\pi d h^3}{12 \mu} \cdot \frac{\Delta P}{\ell}$$

ここで、符号dは内方の部材の直径、符号hは内外両部材間の間隙、符号 $\Delta P$ はシールすべき部分の圧力差、符号 $\ell$ はシール構造を施した部分の長

さ、符号 $\mu$ は流体粘度である。

上記式から明らかのように、作動油の油温が上昇して粘度 $\mu$ が低下すると、漏出量Qが増大するものであり、この漏出量Qを低減するには、間隔 $\ell$ を小さくすることが望まれる。

そこで、本発明に従えば、シール部60が、支軸17より然膨張率の大きな材料により形成される。そうすると、油温が上昇したときに、シール部60が支軸17よりも大きな割合で径方向に膨張し、微小間隙61が小さくなる。これにより漏出量Qの低減が可能となる。なお、微小間隙61は、必要なエンジンブレーキの効果に応じて設定される。

再び第1図を参照して、前、後進車装置Gは、出力軸16に固設された一对の駆動歯車79<sub>1</sub>, 79<sub>2</sub>を有し、一方の駆動歯車79<sub>1</sub>に啮合する被動歯車80<sub>1</sub>と、他方の駆動歯車79<sub>2</sub>に中間

歯車 8 1 を介して噛合する被動歯車 8 0 ；とが、出力軸 1 6 と平行にしてミッショングリース 1 に回転自在に支承された副軸 7 8 に回転自在に設けられる。両被動歯車 8 1 ； 8 1 ；は各対向部に駆動クラッチ歯輪 8 2 ； 8 2 ；を一体に有し、それらの間に副軸 7 8 に固設した被動クラッチ歯輪 8 3 が配設され、このクラッチ歯輪 8 3 はそれに常時係合する環状のクラッチ部材 8 4 を介して駆動クラッチ歯輪 8 2 ； または 8 2 ；と選択的に連結することができる。

さらに副軸 7 8 には、図示しない差動装置に連結した歯車(図示せず)が設けられており、クラッチ部材 8 4 の動作に応じて前記作動装置が車両の前進方向および後進方向に切換えて駆動される。

次にこの実施例の作用について説明すると、シール部 6 0 は、支軸 1 7 に接触しないので、車両の高速走行時に減速作用を生じても、シール部 6 0

に高回転摩擦および高圧が作用することはなく、耐久性能を向上することができる。しかも、シール部 6 0 と支軸 1 7 との間の微小間隙 6 1 は、充分なエンジンブレーキ効果が得られるよう設定されるので、非接触式であつても充分なエンジンブレーキを得ることができる。

また作動油の油温が上昇したときを想定すると、微小間隙 6 1 がより小さくなることにより、作動油の粘度低下にも拘らず、充分なシール機能が得られ、したがつてエンジンブレーキ効果の低下が防止される。

第3図は本発明の第2実施例を示すものであり、上述の実施例とは逆に、固定軸 4 4 よりも熱膨張率の大なる材料により形成されたシール部 6 2 が固定軸 4 4 の外周面との間に微小間隙 6 3 を形成して支軸 1 7 の内面に設けられる。

第4図、第5図および第6図は、本発明の第3・

第4および第5実施例をそれぞれ示すものであり、第3実施例では固定軸 4 4 に設けたシール部 6 4 の外面に複数の環状溝 6 5 が設けられ、第4実施例では固定軸 4 4 に設けたシール部 6 0 に対向する部分で支軸 1 7 の内面に複数の環状溝 6 6 が設けられ、第5実施例では固定軸 4 4 に設けたシール部 6 7 に複数の環状突部 6 8 が設けられるとともに、それらの環状突部 6 8 に対応して支軸 1 7 の内面に複数の環状溝 6 9 が設けられる。

このようす第3～第5実施例では、作動油の流动抵抗が大となり、作動油の漏出がより一層低減される。

第7図は本発明の第6実施例を示すものであり、固定軸 4 4 は支軸 1 7 よりも熱膨張率の大なる材料で形成され、この固定軸 4 4 には、支軸 1 7 の内面との間に環状の微小間隙 7 0 を形成すべく、半径方向外方に突出したシール部 7 1 が一体的に

設けられる。

第8図は本発明の第7実施例を示すものであり、第1実施例と同様のシール部 6 0 に加えて、支軸 1 7 および固定軸 4 4 間には軸受 7 2 が介装され、この軸受 7 2 により支軸 1 7 のたわみが防止される。

第9図は本発明の第8実施例を示すものであり、二層構造にしたシール部 7 3 が固定軸 4 4 の外面上に設けられる。すなわち、シール部 7 3 は、支軸 1 7 よりも熱膨張率の大なる内輪部分 7 4 と、支軸 1 7 および内輪部分 7 4 よりも熱膨張率の大なる外輪部分 7 5 とを、一体に結合して成るものであり、外輪部分 7 6 の厚みの調節により、支軸 1 7 およびシール部 7 3 間の微小間隙 7 6 の変化量を調節可能である。

#### C. 発明の効果

以上のように本発明によれば、固定軸および支

軸の一方には、他方よりも熱膨張率の大なる材料により形成されたシール部が、前記他方との間に環状の微小間隙を形成して設けられるので、袖温の上昇に応じて微小間隙を小さくすることにより作動油の漏出を極力防止し、エンジンブレーキ効果の低下を防止することができるとともに、耐久性をも向上することができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図および第2図は本発明の第1実施例を示すものであり、第1図は車両用伝動装置の断面図、第2図は第1図の要部拡大断面図、第3図、第4図、第5図、第6図、第7図、第8図および第9図は本発明の第2、第3、第4、第5、第6、第7および第8実施例の第2図に対応した断面図である。

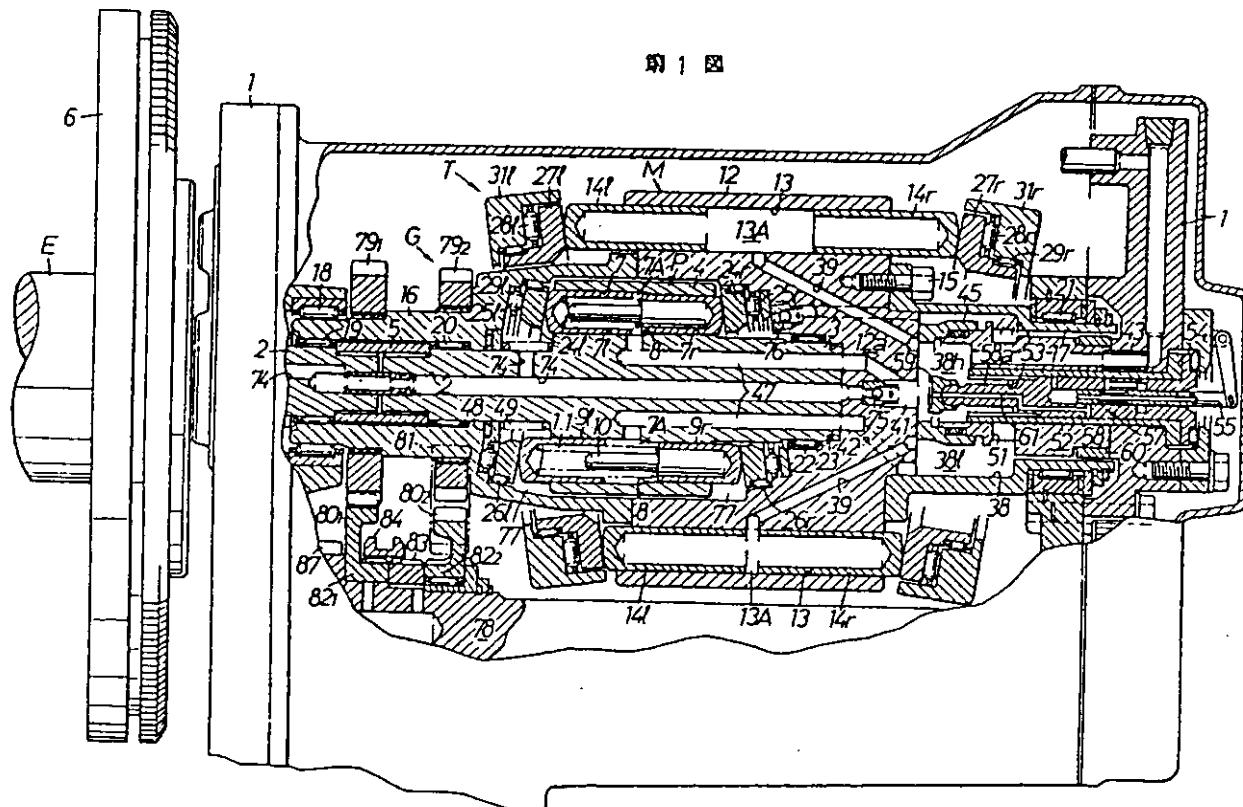
12…モータシリンダ、12a…分配端壁、17…支軸、38…油室、38b…高圧油室、38c…

特開昭62-72955 (7)

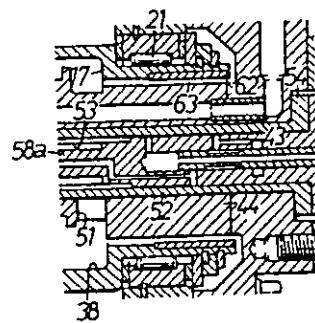
…低圧油室、44…固定軸、45…分配環、60、  
62, 64, 67, 71, 73…シール部、61、  
63, 70, 76…微小間隙、M…斜板式油圧モ  
ータ、P…斜板式油圧ポンプ

特許出願人 本由技研工業株式会社  
代理人 井理士 薩倉 順

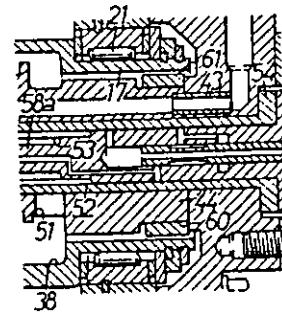
B 1



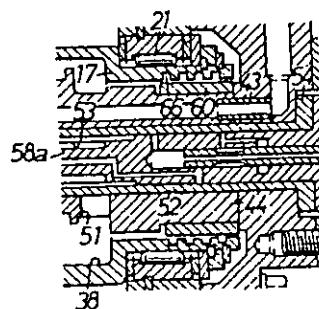
第3図



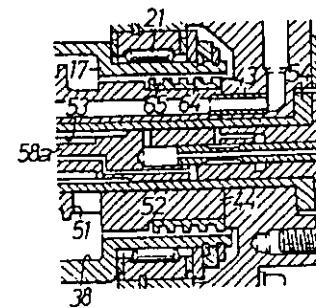
第2図



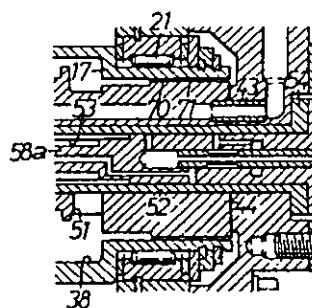
第5図



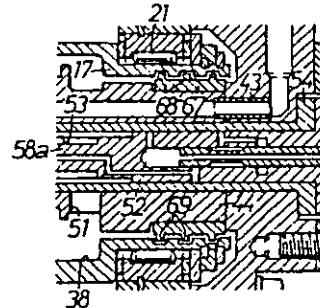
第4図



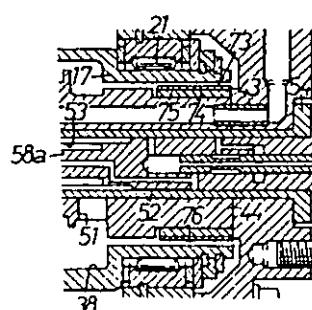
第7図



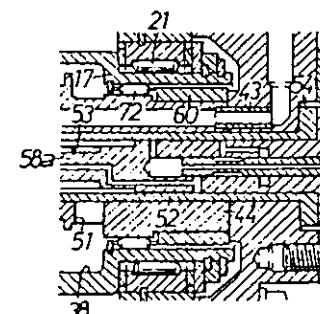
第6図



第9図



第8図



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image  
problems checked, please do not report these problems to  
the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE IS BLANK**